

Università degli Studi di Genova - DIME
Modulo di Termoenergetica A.A 2020/2021



Dimensionamento ed ottimizzazione di un rigeneratore rotante per altoforno

Ilaria Piombo - 4080088

1. Scopo dell'elaborato

Lo scopo dell'elaborato è il dimensionamento di un rigeneratore rotante per altoforno e successiva ottimizzazione, portata a compimento secondo il criterio di minimizzazione della produzione entropica totale, calcolata sommando i contributi di scambio termico e perdita di carico dovuta ad attrito.

Il rigeneratore consiste in una semicolonna cilindrica in mattoni forati (con asse dei fori parallela all'asse della semicolonna). I mattoni sono costituiti da materiale refrattario.

Durante il funzionamento abbiamo l'alternarsi di una fase di carica e una fase di recupero.

Durante la fase di carica l'accumulo è percorso da gas a temperatura elevata. L'energia termica è dunque immagazzinata nell'accumulatore. Successivamente l'elemento ruota di 180° e, nella sezione della semmicolonna ormai riscaldata, viene fatta passare aria "fredda" diretta all'altoforno, in modo da avere un preriscaldamento di quest'ultima (fase di recupero).

La semicolonna è quindi mantenuta in rotazione a velocità costante per permettere il continuo alternarsi delle due fasi precedentemente descritte.

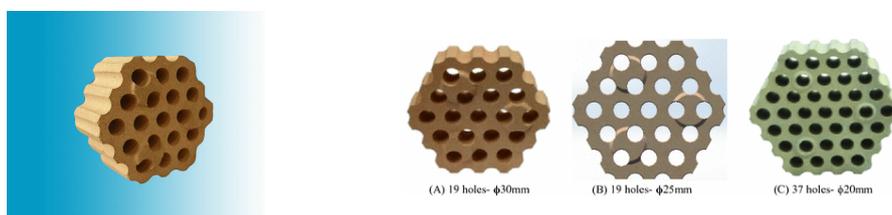


Fig. 1 - Mattoni forati refrattari da altoforno. Fonte: Henan Hongtai Kiln Refractory Co., Ltd.

2. Dati e procedimento

In Tab 2.1 sono riportati i parametri costruttivi del progetto, da utilizzare come dati di partenza per procedere al dimensionamento. Vengono anche riportati alcuni parametri di ottimizzazione ricavati dalla teoria per gli accumuli termici.

Notiamo che il problema risulta ancora sottodeterminato. È quindi necessario, in base a pregressa esperienza, fissare due ulteriori parametri:

- Fattore di forma: $H/D = 3$
- Velocità dei gas caldi attraverso i fori: $w_f = 25 \text{ m/s}$

Valutiamo innanzitutto il rapporto tra le temperature dell'accumulatore con la formula sottostante:

$$\tilde{T} = \frac{T_\infty - T_0}{T_0}$$

Il risultato, minore di 1, può essere considerato accettabile.

Procediamo quindi calcolando la superficie totale di scambio termico ricavandola dalla formula inversa di NTU ottimale (di cui conosciamo il valore):

$$NTU_{opt} = \frac{Ak}{\dot{M}_f c_f}$$

Il valore di portata massica dei fumi è ricavato dalla porta volumetrica e dalla densità:

$$\dot{M}_f = \rho_f \dot{G}_f$$

Dal valore di compattezza dello scambiatore, la cui formula è $\beta = \frac{A}{V}$, è possibile ricavare dunque il volume del semi-cilindro interessato nella fase di carica, per poi individuare il diametro del cilindro D seguendo l'inversa della formula:

$$V_{mezzocilindro} = \frac{\pi D^2 H}{8} = \frac{\pi D^3 \frac{H}{D}}{8}$$

Conoscendo il fattore di forma H/D è quindi intuitivo ricavare l'altezza H del rigeneratore. Si procede poi determinando la sezione attraversata dai fumi (Ω_f) dall'inversa della formula:

$$\dot{G}_f = \Omega_f w_f$$

Abbiamo ora i valori necessari per trovare il diametro dei fori dei mattoni entro cui passano i gas caldi (d) e il numero di fori stessi (n):

$$\begin{cases} n = \frac{4\Omega_f}{\pi d^2} \\ d = \frac{A}{nH\pi} \end{cases}$$

Al fine di verifica, controlliamo che la frazione di vuoto dei mattoni sia inferiore al 75%. A tal proposito è utile identificare la sezione del semi-cilindro (Ω_{rig}).

$$\Omega_{rig} = \frac{\pi D^2}{8}$$

$$\alpha = \frac{\Omega_f}{\Omega_{rig}}$$

Il rapporto risulta essere del 73,6%, entro i limiti strutturali accettabili, quindi possiamo procedere al termine del dimensionamento.

Con le seguenti formule è possibile determinare la massa (M) del rigeneratore:

$$V_{gas} = \Omega_f H$$

$$V_{mattoni} = V - V_{gas}$$

$$M = \rho_m V_{mattoni}$$

Il tempo di accumulo ottimale (τ_{opt}) è poi ricavato dalla formula di θ_{opt} secondo l'inversa di:

$$\theta_{opt} = \frac{\dot{M}_f c_f}{M c_m} \tau$$

Il tempo trovato rappresenta l'intervallo della sola fase di carica. Per trovare il tempo totale (τ_{totale}) necessario al rigeneratore per compiere una rotazione intera occorre semplicemente raddoppiare τ_{opt} , mentre con la formula sottostante è infine possibile calcolare la velocità di rotazione, in giri al minuto, del cilindro:

$$\omega = \frac{60}{2\tau_{opt}}$$

A questo punto il dimensionamento geometrico risulta concluso ed è possibile procedere alla valutazione del bilancio exergetico del sistema.

Definisco l'unità adimensionale y necessaria a trovare il rendimento di primo principio (η_I) del rigeneratore:

$$y = 1 - e^{-NTU_{opt}}$$

$$\eta_I = 1 - e^{-y\theta_{opt}}$$

Per valutare la produzione entropica dovuta allo scambio termico è possibile sfruttare la definizione di perdita exergetica:

$$NS = 1 - \frac{\eta_I^2}{\theta_{opt}}$$

NS rappresenta il numero di distruzione exergetica, ossia il grado di irreversibilità del processo. A questo punto è necessario calcolare l'exergia di deflusso dei gas entranti nel rigeneratore (ex_f), la potenza exergetica associata ai gas stessi ($\dot{E}x$), l'exergia resa disponibile dal τ_{opt} (Ex) ed infine l'exergia perduta per irreversibilità ($L_{lost,\Delta T}$). Le rispettive formule sono riportate sotto:

$$ex_f = c_f(T_\infty - T_0) - T_0 c_f \ln \frac{T_\infty}{T_0}$$

$$\dot{E}x = ex_f \dot{M}_f$$

$$Ex = \dot{E}x \tau_{opt}$$

$$L_{lost,\Delta T} = Ex NS$$

Basandoci sul teorema di Guy-Stodola possiamo infine calcolare la produzione entropica legata allo scambio termico ($S_{gen,\Delta T}$):

$$S_{gen,\Delta T} = \frac{L_{lost,\Delta T}}{T_0}$$

Procediamo ora alla valutazione della produzione entropica causata dagli attriti dei gas che attraversano i mattoni. È necessario innanzitutto calcolare il numero di Reynolds che caratterizza il flusso ($Re = \frac{w_f d}{\nu_f}$) e, consultando il diagramma di Moody, identificare il fattore di attrito λ_f .

La temperatura di uscita dei gas che hanno attraversato l'accumulatore può essere valutata come:

$$T_{out} = \eta_I(T_\infty - T_0) + T_0$$

La temperatura media tra la sezione di ingresso e di uscita è quindi facilmente identificabile come:

$$T_m = \frac{T_\infty + T_{out}}{2}$$

Il flusso entropico generato dalla caduta di pressione è stato calcolato sfruttando la relazione di Darcy integrata tra l'ingresso e l'uscita del condotto:

$$\dot{S}_{gen,\Delta p} = \frac{\dot{M}_f w_f^2 \lambda H}{2T_m d}$$

Da qui è possibile quindi procedere al calcolo dell'entropia generata dalle cadute di pressione all'interno dei fori nell'intervallo di tempo dedicato alla fase di carica:

$$S_{gen,\Delta p} = \dot{S}_{gen,\Delta p} \tau_{opt}$$

Il rapporto tra l'entropia generata per scambio termico e quella generata per attrito risulta quindi essere:

$$\frac{S_{gen,\Delta T}}{S_{gen,\Delta p}}$$

Per il dimensionamento in oggetto è possibile verificare che l'ipotesi di trascurabilità delle perdite dovute all'attrito solitamente adottata nella teoria degli accumulatori è stata rispettata. Risulta infatti $S_{gen,\Delta T} \gg S_{gen,\Delta p}$: l'irreversibilità del sistema è, giustamente, legata principalmente allo scambio termico.

In *Tab. 2.2* sono riportati i risultati di tutti i calcoli eseguiti.

Dato	Valore	Unità di misura
Densità mattoni (ρ_m)	2000	kg/m ³
Calore specifico mattoni (c_m)	800	J/kgK
Compattezza dello scambiatore (β)	200	m ² /m ³
Calore specifico fumi (c_f)	1200	J/kgK
Densità fumi (ρ_f)	0,8	kg/m ³
Temperatura ingresso fumi (T_∞)	473	K
Temperatura ambiente (T_0)	293	K
Coefficiente scambio termico mattoni (k)	80	W/m ² K
Portata volumetrica fumi (\dot{G}_f)	30	m ³ /s
NTU_{opt}	5,53	-
θ_{opt}	1,261	-
Rugosità superficiale mattoni (ϵ)	0,0015	mm
Viscosità cinematica fumi (ν_f)	5,55x10 ⁻⁵	m ² /s

Tab. 2.1 - Dati di progetto

Risultato	Valore	Unità di misura
\tilde{T}	0.61	-
\dot{M}_f	24	kg/s
A	1990.8	m ²
$V_{mezzocilindro}$	9.954	m ³
D	2.04	m
H	6.11	m
Ω_f	1.2	m ²
d	15	m
n	7040	-
V_{gas}	7,332	m ³
Ω_{rig}	1.63	m ²
α	736	-
$V_{mattoni}$	2.662	m ³
M	5224	kg
τ_{opt}	183.68	s
τ_{totale}	367.36	s
ω	0.163	rpm

Risultato	Valore	Unità di misura
ω	0.163	rpm
y	0.996	-
η_I	0.715	-
NS	0.595	-
ex_f	47610.8	J/kg
$\dot{E}x$	1.143	MW
E_x	209.946	MJ
$L_{lost,\Delta T}$	124.9	MJ
$S_{gen,\Delta T}$	426000	J/K
Reynolds	10563	-
λ_f	0.031	-
T_{out}	421.7	K
T_m	447.35	K
$\dot{S}_{gen,\Delta p}$	211.702	W/K
$S_{gen,\Delta p}$	38885.4	J/K
$\frac{S_{gen,\Delta T}}{S_{gen,\Delta p}}$	10.9	-

Tab. 2.2 - Risultati dei calcoli eseguiti nel paragrafo 2

3. Ottimizzazione

Risulta necessario, al fine di ottimizzare il rigeneratore, andare a valutare l'influenza dei parametri H/D e w_f sulla produzione entropica totale per processo.

Nei due grafici sottostanti sono riportati i valori calcolati. In particolare:

- Nel grafico 3.1 si riportano le variazioni di entropia totale generata mantenendo una w_f di 25 m/s ma variando H/D nell'intervallo [2;4]
- Nel grafico 3.2 si riportano le variazioni di entropia totale generata mantenendo H/D = 3 e variando w_f nell'intervallo [20;30] m/s

Si noti che i calcoli di entrambi i grafici sono stati eseguiti senza tenere conto di eventuali arrotondamenti e, soprattutto, senza verificare il rispetto di $\alpha < 75\%$

Possiamo verificare come, all'aumentare del rapporto H/D, la produzione entropica tenda a diminuire. Al contrario, aumentando la velocità dei gas caldi, la produzione entropica cresce.

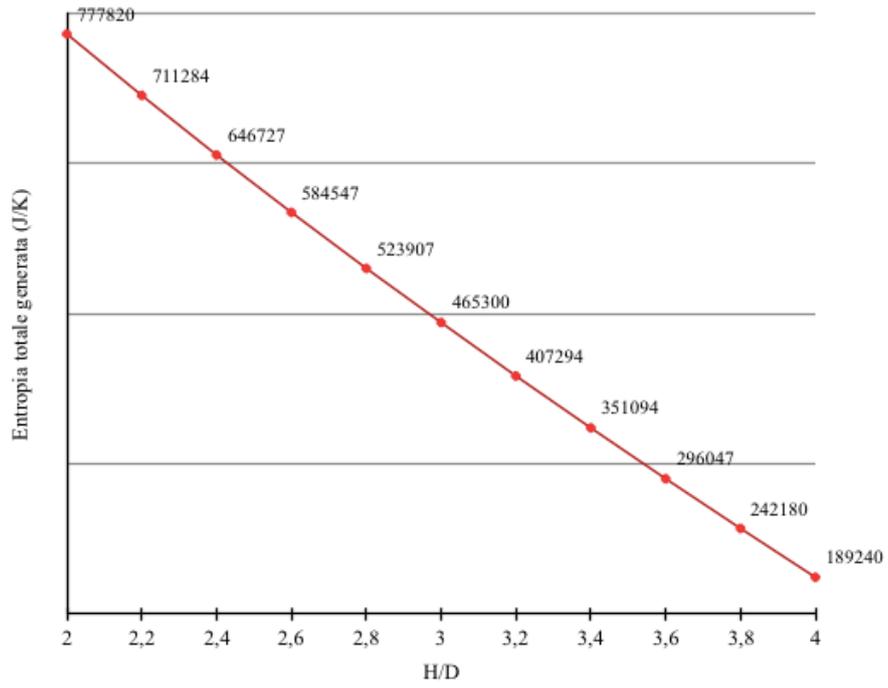


Grafico 3.1 - Produzione entropica in funzione di H/D

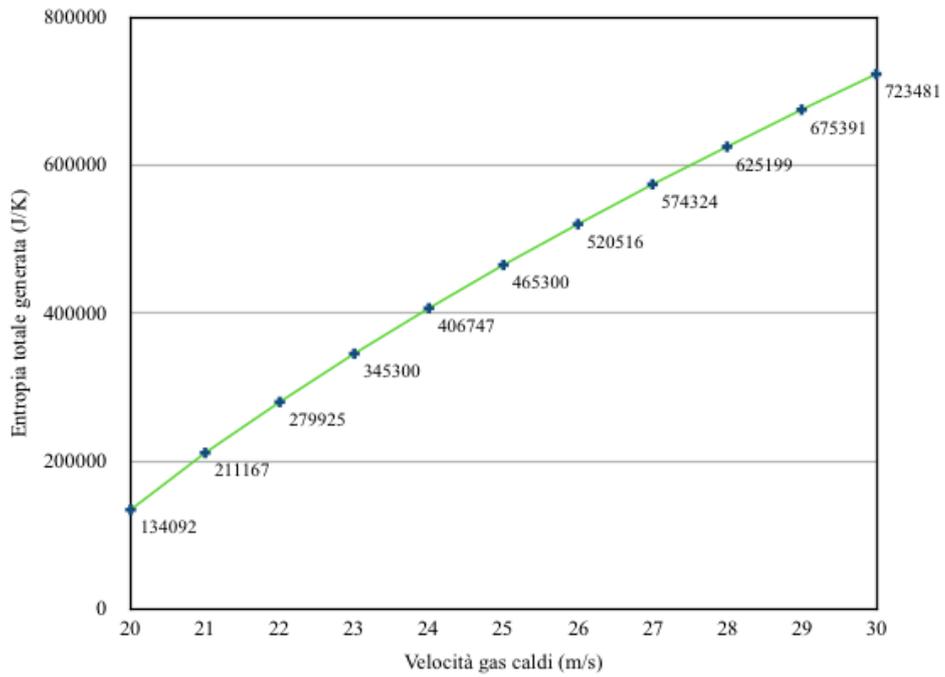


Grafico 3.2 - Produzione entropica in funzione della velocità dei gas caldi.

Viste le influenze di entrambi i parametri sulla produzione entropica totale si rende necessario andare a ricercare il punto di ottimo che si potrebbe ottenere variando gli stessi.

A questo scopo viene nuovamente calcolata la produzione entropica totale del sistema variando simultaneamente sia i valori di H/D che quelli di w_f ed incrociando i risultati.

Per una maggiore correttezza, in questa occasione, vengono considerati solamente i risultati strutturalmente accettabili, ossia quelli che restituiscono $\alpha < 75\%$.

Dalla Tab 3.1 è possibile risalire quindi a valori ottimali di H/D (2,5) e w_f (22 m/s).

	20	22	24	26	28	30
2	504937	623334	728569	825698	917265	1007213
2,5		445466	561640	667415	765403	859061
3				520516	625199	723481
3,5					453529	596875
4						476697

Tab. 3.1 - Ottimizzazione biparametrica

Il nuovo dimensionamento (ora ottimizzato) viene svolto con lo stesso procedimento descritto nel paragrafo 2 ma utilizzando i nuovi valori trovati per H/D e w_f .

I calcoli inoltre, se verificati, restituiscono un rapporto $\frac{S_{gen,\Delta T}}{S_{gen,\Delta p}}$ maggiore di quello pre-ottimizzazione, andando a rappresentare una perdita per attrito ancora meno influente rispetto alle perdite per scambio termico, del tutto in linea con le ipotesi adottate nella teoria degli accumulatori.